



# AUSLEGESCHRIFT 1 037 799

Sch III/42 XII/47b

ANMELDETAG: 1. DEZEMBER 1952

BEKANNTMACHUNG  
DER ANMELDUNG  
UND AUSGABE DER

AUSLEGESCHRIFT: 28. AUGUST 1958

1

Die Erfindung bezieht sich auf ein stufenlos regelbares, hydrostatisches Getriebe der Axialkolbenbauart, das aus einer Oldruckpumpe und einem Oldruckmotor mit je einer rotierenden Schrägscheibe, einem um seine Längsachse rotierenden Zylinderblock mit achsparallelen Zylindern und einer ebenen Steuerplatte besteht. Die bisher bekannten Ausführungen solcher Getriebe haben den Nachteil zu enger Oldurchflußquerschnitte an der Steuerung, weshalb sich bei hohen Drehzahlen ein starkes Anwachsen des hydrodynamischen Strömungswiderstandes und ein dementsprechender Abfall des Gesamtwirkungsgrades bemerkbar macht.

Bei den bisher ausgeführten, den Zylinderblock abschließenden Steuerplatten erfolgt die Abdichtung des Drucköls durch eine innere und eine äußere, auf dem Zylinderblock befindliche Kreisringfläche, die miteinander durch radial verlaufende Stegflächen verbunden sind zwecks Abtrennung der einzelnen Zylinderräume. Der gemeinsame Mittelpunkt dieser Kreisringflächen liegt auf der Drehachse des Zylinderblocks. Da der Zylinderblock durch Öl- und Federkräfte in axialer Richtung gegen die Steuerplatte gedrückt wird, liegt für die Schmierung der besagten Kreisringflächen das gleiche Problem vor wie bei einem ebenen Spurlager. Würden die Kreisringflächen unmittelbar auf der Steuerplatte gleiten, dann würden sie sich sehr bald so einschleifen, daß zwischen den aufeinander gleitenden Flächen überhaupt kein Schmieröl mehr gelangen könnte und die Flächen daher durch trockene Reibung und Verschleiß zerstört würden. Man sorgt daher in bekannter Weise, insbesondere mittels außerhalb der Dichtflächen und des Dichtbereichs befindlicher Entlastungsflächen dafür, daß die Kreisringflächen des Zylinderblocks in einem kleinen, durch einen Schmierölfilm ausgefüllten Abstand von der Steuerplatte laufen. Dadurch ergibt sich aber eine erhöhte Undichtigkeit an der Steuerung, was man durch die radiale Breite der Kreisringflächen in erträglichen Grenzen zu halten sucht. Das unter den Kreisringflächen nach außen durchfließende Drucköl übt auf den Zylinderblock eine diesen von der Steuerplatte abhebende Kraft aus, der durch eine größere Gegenkraft entgegengewirkt werden muß. In bekannter Weise wird diese Gegenkraft dadurch erzeugt, daß man die engste Querschnittsfläche des Durchtrittskanals am steuerseitigen Ende der Zylinder kleiner macht als den Zylinderquerschnitt. Da die abhebende Kraft etwa der Breite der Kreisringflächen verhältnismäßig ist, muß zur Erzeugung einer genügenden Gegenkraft der Flächenunterschied zwischen Kanal- und Zylinderquerschnitt um so größer, d. h. aber, der Kanalquerschnitt um so kleiner gemacht werden, je breiter die Kreisringflächen sind. In einem engeren Kanal stellt

Stufenlos regelbares Oldruckgetriebe  
der Axialkolbenbauart

5

Anmelder:  
Fritz Schnaidt,  
Stuttgart-Untertürkheim, Fiechtnerstr. 6

2

sich aber eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit ein, was besonders bei höheren Kolbengeschwindigkeiten, d. h. bei höheren Drehzahlen der Maschine, beträchtliche Strömungsverluste zur Folge hat.

Die Erfindung bezweckt die Schaffung eines Axialkolbengetriebes, das auch bei hohen Drehzahlen einen guten Gesamtwirkungsgrad hat.

Erfindungsgemäß haben daher die zur Abdichtung gegen Olaustritt zwischen Zylinderblock und Steuerplatte auf dem Zylinderblock vorgesehenen, geschlossenen ringförmigen Dichtleisten Wellen- oder Vieleckform oder sind als Kreisringe mit außerhalb der Zylinderblockdrehachse liegendem Mittelpunkt ausgebildet. Dadurch wird erreicht, daß im Betrieb jeder Punkt der Dichtleisten ständig über frisch von Öl benetzten Stellen der Steuerplatte gleitet. Damit ist jegliches Trockenlaufen und Fressen vermieden. Die Dichtleisten schleifen ohne künstlichen Schmierspalt auf der Steuerplatte. Als Schmierung genügt der am Metall haftende Ölfilm, dessen ständige Erneuerung durch die Benetzung zwischen den Wellen oder Ecken bzw. durch die Exzenterbewegung der kreisförmigen Leisten gesichert ist. Die Dichtwirkung der sich fast berührenden, nur durch Öl moleküle getrennten Flächen ist so groß, daß die Dichtleisten extrem schmal gemacht werden können, ohne daß ins Gewicht fallender Leckverlust eintritt. Immerhin muß auch bei dieser Art der Abdichtung mit einem gewissen, wenn auch sehr kleinen Oldurchtritt gerechnet werden, was bedeutet, daß das Drucköl auf die Dichtleisten eine den Zylinderblock von der Steuerplatte abhebende Kraft ausübt, welche der Größe der schleifenden Dichtfläche verhältnismäßig ist. Durch die Möglichkeit, die Dichtleisten sehr schmal zu machen, kann diese Abhebukraft aber sehr klein gehalten werden, und es genügt dann nur eine wesentlich kleinere Flächendifferenz zwischen Zylinder- und Kanalquerschnitt, um die Anlage des Zylinderblocks an der

Steuerplatte mit Hilfe des Oldrucks in den Zylindern zu sichern. Das heißt aber, daß der Durchtrittskanal verhältnismäßig groß sein kann, woraus sich eine bedeutende Verminderung des Durchströmwiderstandes ergibt und damit eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades bei hohen Drehzahlen, bzw. bei gleichem Gesamtwirkungsgrad wie bisher kann die Maschine schneller laufen.

In der Zeichnung ist der Erfindungsgegenstand beispielweise schematisch dargestellt.

Fig. 1 zeigt den Längsschnitt durch eine verstellbare Druckölpumpe (wobei der besseren Übersichtlichkeit wegen das Gehäuse, der Betätigungsmechanismus der Schrägscheibenverstellung und andere, nicht zum Wesen der Erfindung gehörende Einheiten weggelassen sind);

Fig. 2 zeigt die Dichtleisten am Zylinderblock in Ansicht.

Das hydrostatische Getriebe besteht aus einer angetriebenen Pumpe und einem (oder mehreren) im wesentlichen gleichen Motor, dessen Zylinder mit den Pumpenzylindern durch Druckleitungen verbunden sind. Der Einfachheit halber sind in der Zeichnung der Motor und die beiden Verbindungsleitungen fortgelassen. Zur Regelung des Übersetzungsverhältnisses sind in bekannter Weise entweder Pumpe oder Motor oder beide verstellbar durch Verändern der Schrägscheibenneigung  $\alpha$  (Fig. 1) zwischen Null und einem Größtwert.

Der Pumpenteil (Fig. 1) wird an der Welle 1 angetrieben, die mittels einer Zahnscheibe 2 den Zylinderblock 3 und mittels einer Gelenkwelle 4 die Schrägscheibe 5 mitnimmt. Diese versetzt infolge ihrer schießen Lage die Pleuel 6 und die Kolben 7 in hin- und hergehende Bewegung. Die im Zylinderblock nach einwärts (in der Zeichnung nach rechts) gehenden Kolben schieben das Drucköl in die Druckleitung, während die gleichzeitig auswärts (in der Zeichnung nach links) gehenden Kolben Öl aus der Rückleitung in die Zylinder einlassen. Die Steuerung des Druck- und Rücköls erfolgt in bekannter Weise durch eine stillstehende Steuerplatte 8 mit an die Verbindungsleitungen anschließenden Druck- bzw. Rücklaufkanal 9. Die Veränderung des Übersetzungsverhältnisses geschieht in bekannter Weise durch Schwenken der Schrägscheibe um die auf der Zeichenebene senkrecht stehende Achse 10. Die Lagerung des Zylinderblocks auf der mit balliger Außenverzahnung versehenen Zahnscheibe 2 wirkt etwa so, als ob der Block nur in einem einzigen Gelenkpunkt 11 in Querrichtung fest-

gehalten wäre, während er sich in Längsrichtung und in seiner Winkellage ausschließlich nach der Steuerplatte 8 ausrichtet. Das Andrücken des Zylinderblocks gegen die Steuerplatte erfolgt in bekannter Weise durch Öl- und Federkräfte. Der Anpreßdruck der Feder 12 ist nicht groß und dient hauptsächlich dazu, die Anlage des Zylinderblocks an der Steuerplatte im Stillstand und bei Leerlauf des Getriebes zu sichern. Bei Vollast entsteht der weitaus größte Teil des Anpreßdruckes durch die Wirkung des Oldruckes auf die Flächendifferenz zwischen der größeren Zylinderfläche  $b$  und der kleinsten Kanalquerschnittsfläche  $c$ .

Die Abhubkraft entsteht durch die Wirkung des Oldruckes auf die zwischen den Außenkanten 13 und 14 der Dichtleisten liegende und um alle kleinsten Kanalquerschnitte vermehrte Projektionsfläche des Zylinderblocks. In dieser »Abhubfläche« ist die Schleiffläche der Dichtleisten enthalten. Die Abhubfläche wird somit um so kleiner, je kleiner die Breite  $d$  der Dichtleisten ist. Infolgedessen kann auch die oben definierte Differenzfläche als »Anpreßfläche« kleiner sein, oder mit anderen Worten, der engste Kanalquerschnitt kann — da der Zylinderquerschnitt vorgegeben ist — um so größer sein, je kleiner  $d$  (Fig. 2) ist.

In Fig. 2 beispielweise ist die äußere Dichtleiste 13 wellenförmig und die innere Dichtleiste 14 viereckförmig gestaltet. Beide Leisten sind in bekannter Weise zwecks Trennung der Zylindräume durch Zwischenstege 15 miteinander verbunden.

#### PATENTANSPRUCH:

Stufenlos regelbares Oldruckgetriebe der Axialkolbenbauart, bestehend aus einer Druckölpumpe und einem Druckölmotor mit je einer rotierenden Schrägscheibe, einem um seine Längsachse rotierenden, sich dabei gegen eine ebene Steuerplatte legenden Zylinderblock mit achsparallelen Zylindern und mit zur Abdichtung gegen Olaustritt zwischen Zylinderblock und Steuerplatte vorgesehenen, geschlossen ringförmigen Dichtleisten, dadurch gekennzeichnet, daß diese Leisten (13, 14) Wellen- oder Vieleckform haben oder als Kreisringe mit außerhalb der Zylinderblockdrehachse liegendem Mittelpunkt ausgebildet sind.

In Betracht gezogene Druckschriften:  
Deutsche Patentschriften Nr. 218 229, 623 209,  
635 527;  
französische Patentschrift Nr. 587 385;  
USA.-Patentschrift Nr. 2241 701.

Hierzu 1 Blatt Zeichnungen

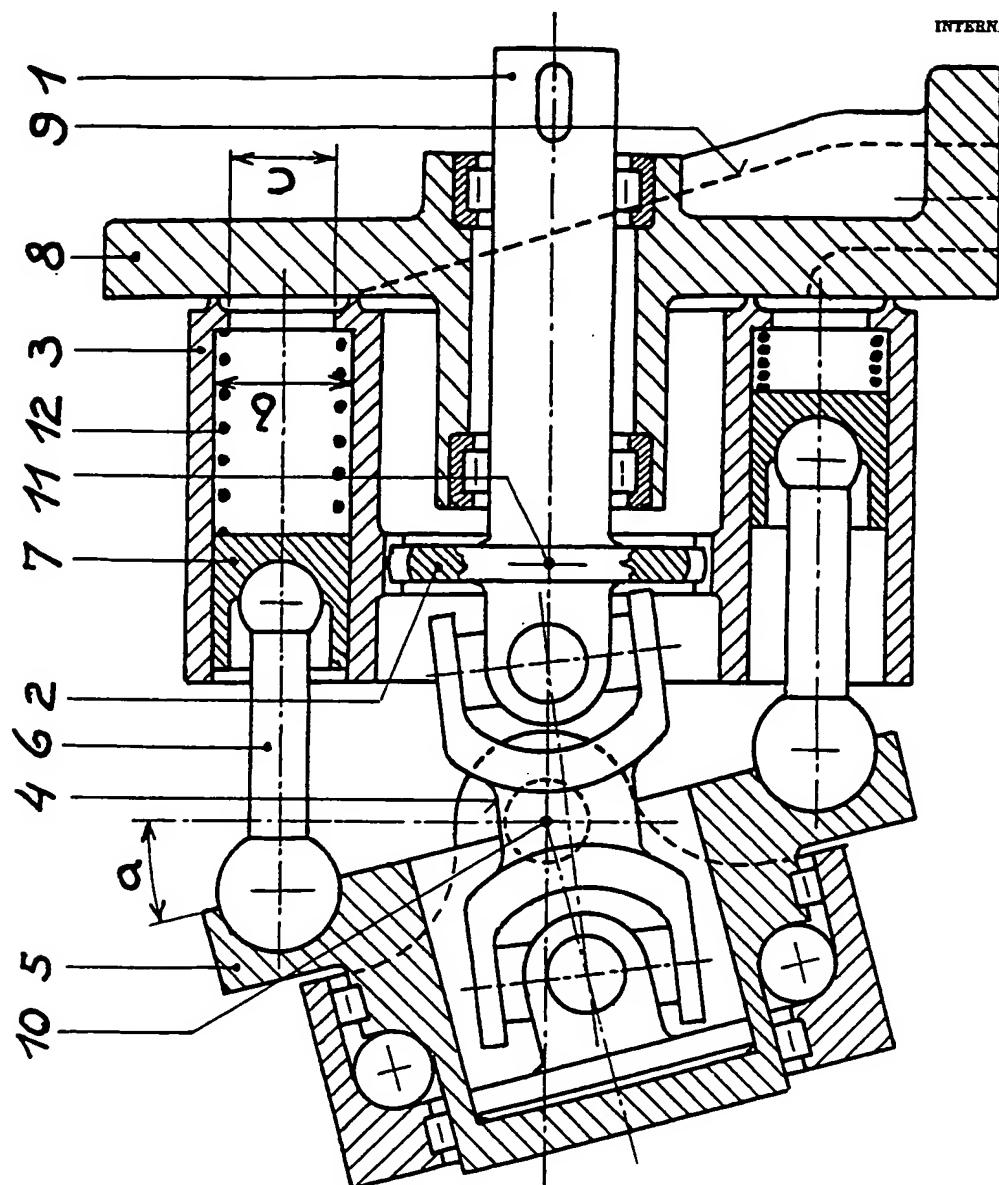


Fig. 1

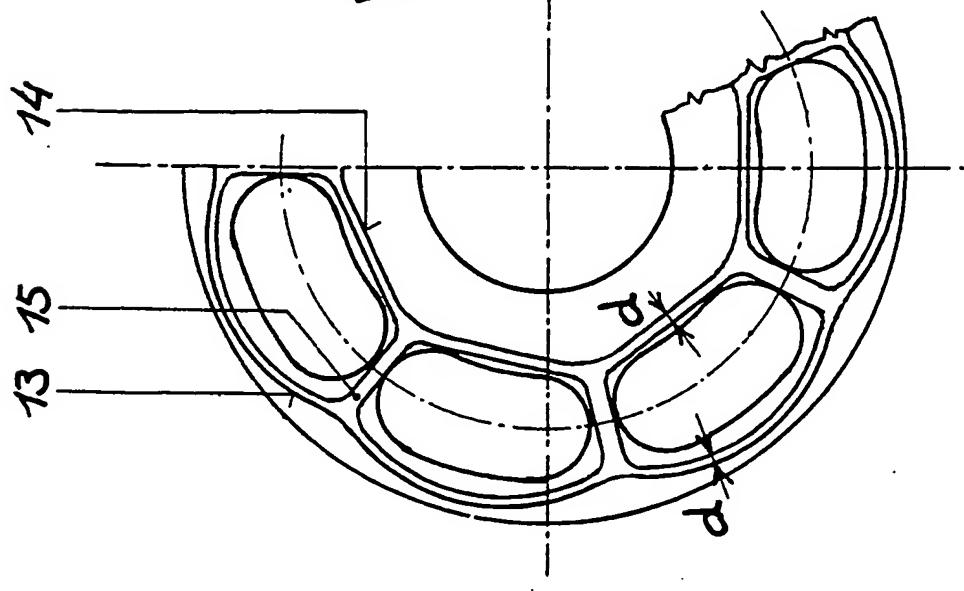


Fig. 2

**This Page Blank (uspto)**

**TRANSLATOR'S CERTIFICATE**

I, Eva Maria King, do hereby certify that I am fluent in the German and English languages. I prepared the translation into English of German Patent Application 1 037 799. It is true and accurate to the best of my ability.

6 February 2004

---

Eva Maria King

**This Page Blank (uspto)**

German Patent Office  
**Patent Application 1 037 799**

Sch 11142 XII/47h

Date of Application: December 1, 1952

Date of Publication:

Date of Registration:

And Release of Application: August 28, 1958

---

Axial Version of a Continuously Variable Hydraulic Transmission

---

---

Applicant: Fritz Schnaidt, Stuttgart-Untertürkheim, Fiechtnerstr. 6

---

The invention relates to an axial piston version of a variable adjustable hydrostatic transmission which consists of a hydraulic pump and a hydraulic motor with one rotating oblique plate each, one cylinder block that rotates around its longitudinal axis with axially-parallel cylinders and a level control plate. Previously published versions of such transmissions have the disadvantage of too narrow oil flow cross-sections at the control, which results in a strong increase of the hydro-dynamic flow resistance and an appropriate reduction of the overall efficiency at high rotations.

In previously designed control plates that seal the cylinder block, the hydraulic oil is sealed by an interior and an exterior ring-shaped area located on the cylinder block which is connected by radial web surfaces as a separation of the individual cylinder chambers. The joint center of these ring-shaped areas is on the axis of rotation of the cylinder block. Since the cylinder block is pushed directly against the control plate in axial direction by the oil and elastic forces, the same problem is evident for the lubrication of said ring-shaped areas as for a level thrust bearing. If the ring-shaped areas would glide directly on the control plate, they would grind in very soon so that absolutely no lubrication oil would reach between the areas that are gliding on top of each other, and the surfaces therefore would be destroyed by dry friction and wear. Care must therefore be taken by a known method, especially through balancing surfaces located outside the sealing surfaces and the sealing areas so that the ring-shaped areas of the cylinder block are located at a distance from the control plate filled with a lubricating oil film. This results in increasing leakages at the control, which may be maintained within tolerable limits by the radial width of the ring-shaped areas. The hydraulic oil flowing toward the outside below the ring-shaped areas exerts a force onto the cylinder block that emanates from the control plate, which must be counteracted by a greater counterforce. This counterforce is produced in a familiar manner; the narrowest cross-section of the passage channel at the end of the control of the cylinders is made smaller than the cylinder cross-section. Since the lifting force is approximately relatively equal to the width of the ring-shaped areas, the surface difference between the channel and cylinder cross-section must be that much greater to produce an adequate counterforce; however, this means that the channel cross-section must be made that much smaller the wider the ring-shaped areas are. An increased flow rate, however, occurs in a narrower channel which results in considerable flow reductions especially at higher piston speeds, meaning at higher speeds of the machine.

The invention aims at the creation of an axial-piston transmission that maintains an excellent overall efficiency degree even at high speeds.

According to the invention, the sealed ring-shaped sealing strips located on the cylinder block are shaped in the form of waves or polygons to seal against oil leaks between the cylinder block and the control plate, or are designed as circular rings with a center located outside the rotating axis of the

This Page Blank (uspto)

cylinder block. This accomplishes that each point of the sealing strips glides continuously over areas of the control plate that have just been moistened by oil during operation. This prevents any dry running and seizing. The sealing strips grind onto the control plate without an artificial lubricating gap. An oil film whose continuous replacement is assured by wetting between the shafts or corners, or by the eccentric movement of the circular seals, and which adheres to the metal is sufficient for the lubrication. The sealing effect of the almost contacting surfaces that are only separated by oil molecules is so great that the sealing strips may be made extremely narrow without incurring any serious leakages. A particular, however, very insignificant oil flow must be anticipated, even at this type of seal, which means that the hydraulic oil exerts a force onto the sealing strips that lifts the cylinder block from the control plate, which is relatively equal to the size of the sealing surface that is to be ground. This lifting force, however, may be kept relatively very low due to the possibility to make the sealing strips very narrow, and an essentially smaller surface difference between cylinder and channel cross-section is then sufficient to secure the contact surface of the cylinder block to the control plate with the assistance of the oil pressure in the cylinders. This, however, means that the flow channel may be relatively large which results in a clear reduction of the flow resistance and therefore in an improvement of overall efficiency at high speeds, [allowing] the machine to operate faster than before at the same efficiency degree.

The object of the invention, for example, is schematically illustrated in the drawing.

Figure 1 shows the longitudinal section through an adjustable hydraulic pump (whereby the housing, the control mechanism of the oblique plate adjustment and other details not belonging to the essence of the invention have been omitted for better clarity);

Figure 2 shows a view of the sealing strips at the cylinder block.

The hydrostatic transmission consists of a powered pump and an (or several) essentially same motor whose cylinders are connected with the pump cylinders by pressure lines. The motor and the two connecting lines have been omitted from the drawing for simplicity's sake. The pump or the motor or both are adjustable by a familiar method to regulate the transmission ratio by modifying the slant of the oblique plate a (figure 1) between zero and a maximum value.

The pump segment (figure 1) is powered at the shaft 1, which picks up the cylinder block 3 through a lock washer and the oblique plate 5 through a drive shaft 4. This moves connecting rod 6 and pistons 7 back and forth. The pistons moving in the cylinder block toward the interior (toward the right in the drawing) push the hydraulic oil into the pressure line, while the pistons moving at the same time toward the outside (toward the left in the drawing) fill oil from the return line into the cylinders. The hydraulic and return oil are controlled in a familiar method by a stationary control plate 8 with a hydraulic and return channel 9 that connects to the connecting lines. The transmission ratio is modified in a familiar method by rotating the oblique plate around the axis 10 located vertically on the drawing level. The mounting of the cylinder block on the lock washer 2 provided with rounded exterior teeth appears approximately as if the block is only held at one single swivel point 11 in horizontal direction while it is exclusively directed toward the control plate 8 in longitudinal direction and in its angular position. The cylinder blocks are pressed against the control plate by a known method through oil and elastic forces. The contact pressure of spring 12 is not great and mainly serves to secure the contact of the cylinder block on the control plate when stopped and during idling of the transmission. The greatest part of the contact pressure by far develops through the effect of the oil pressure to the surface difference between the greatest cylinder surface b and the smallest channel cross-section area c during full throttle. The lifting force develops from the effect of the oil pressure to the projection surface of the cylinder block that is reduced by all of the smallest channel cross-sections located between the exterior edges 13 and 14 of the sealing strips. The friction surface of the sealing strips is contained in this "lifting surface". The lifting surface is smaller in so far as width d of the sealing strips is smaller. the above defined differential surface may therefore also be smaller as "contact surface", or, in other words, the narrowest channel cross-section may larger, the smaller d is – (figure 2) – since the cylinder cross-section is specified.

This Page Blank (uspto)

For example, the outer sealing strip 13 is wavy in figure 2 and the inner sealing strip 14 is in the form of a polygon. Both strips are joined in a familiar method by web plates 15 to separate the cylinder chambers.

PATENT CLAIM:

Continuously variable hydraulic transmission of an axial-piston version, consisting of an oil pressure pump and an oil pressure motor with a rotating oblique plate each, a cylinder block with axially parallel cylinders which rotates around its longitudinal axis while contacting a level control plate and provided with ring-shaped sealing strips that are sealed against oil leaks between the cylinder block and the control plate, thereby characterized that these strips (13, 14) are wavy or in polygon form or are designed as circular rings with a center located outside the rotational axis of the cylinder block.

---

Literature applied as reference:

German Patents No. 218 229, 623 209, 635 527;

French Patent No. 587 385;

US Patent No. 2 241 701.

---

---

1 Page of Drawings as supplement

---

This Page Blank (uspto)

1 037 799

DRAWINGS PAGE 1

DATE OF PUBLICATION: AUGUST 28, 1958 DAS 1 037 799

Classification: 47h 18

International classification: F 06h

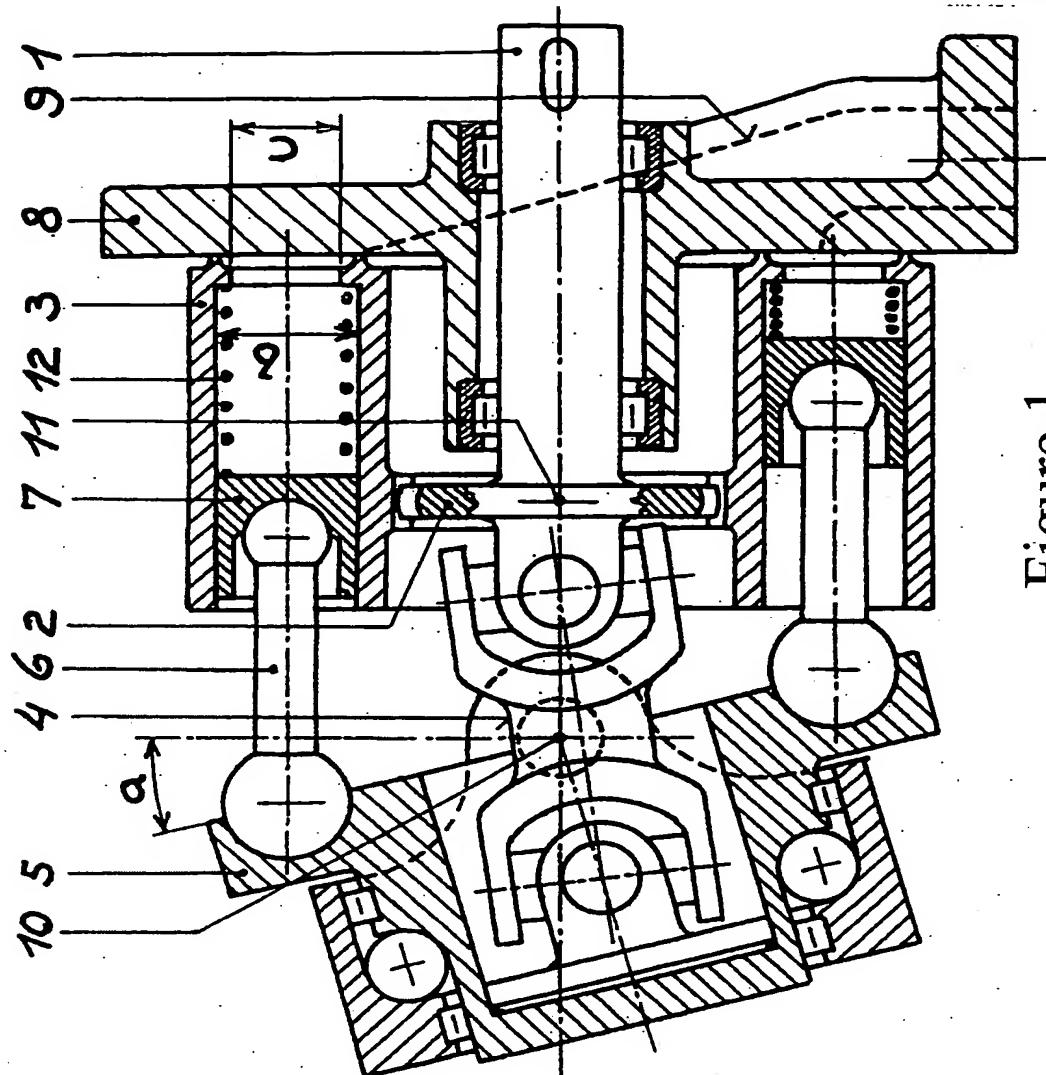


Figure 1

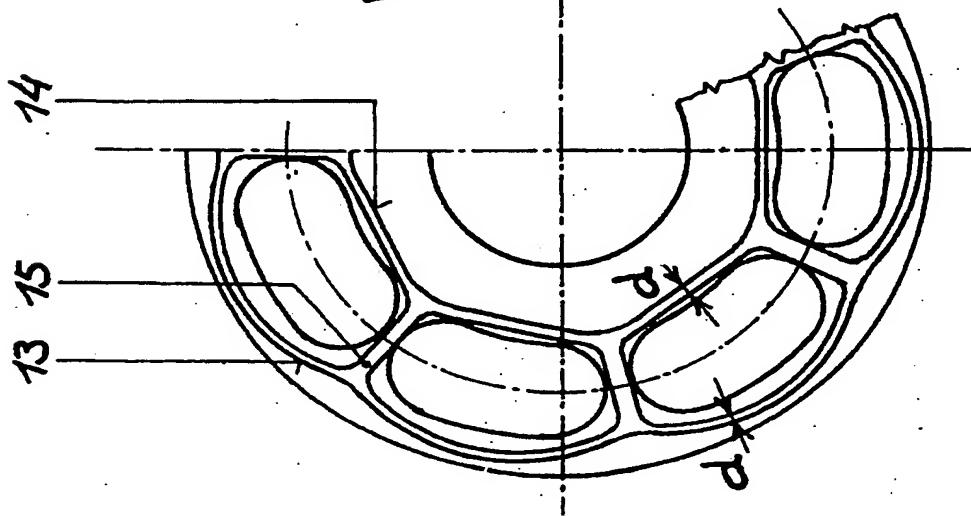


Figure 2

This Page Blank (uspto)